



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 196 10 277 A 1**

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 02 D 13/02**  
F 01 L 1/34

21 Aktenzeichen: 196 10 277.4  
22 Anmeldetag: 15. 3. 96  
43 Offenlegungstag: 2. 10. 96

DE 196 10 277 A 1

30 Unionspriorität: 32 33 31  
16.03.95 JP P 7-57409

71 Anmelder:  
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

74 Vertreter:  
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,  
Anwaltssozietät, 80538 München

72 Erfinder:  
Kimura, Shuji, Yokosuka, Kanagawa, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Dieselmotor

57 In einem Dieselmotor wird der Verschlusszeitpunkt für die Ansaugventile während des Motorstarts und in einem Bereich niedriger Motordrehzahlen in der Nähe des unteren Totpunkts gehalten, während auf der anderen Seite dieser Verschlusszeitpunkt umso weiter von dem unteren Totpunkt verzögert wird, je höher der Motordrehzahlbereich ist, wodurch ein Motor mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis entwickelt werden kann. Vorzugsweise wird die Temperatur innerhalb des Zylinders beim oberen Verdichtungstotpunkt, also die Verdichtungstakt-Endtemperatur, berechnet, und der Verschlusszeitpunkt für die Ansaugventile wird so gesteuert, daß diese Verdichtungstakt-Endtemperatur in einem vorgegebenen Bereich gehalten wird. Dadurch wird eine Verringerung der Größe des Dieselmotors aufgrund der Verringerung seines Verdichtungsverhältnisses ermöglicht, während sowohl die Zusammensetzung der Auspuffgase als auch die Ausgangsleistung des Motors auf bevorzugten Werten gehalten werden.

DE 196 10 277 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf die Steuerung des Luftansaugventil-Verschlußzeitpunkts für einen Dieselmotor.

Damit ein Dieselmotor eine günstige Luftaustauscheffizienz bei einem Betrieb bei hoher Drehzahl besitzt, wird typischerweise der Verschlußzeitpunkt der Luftansaugventile stark verzögert und wesentlich später als der untere Totpunkt eingestellt. Da aber, wenn der Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile verzögert ist, die Startbarkeit des Motors verschlechtert wird und auch der Anteil lösbarer organischer Teilchen (SOF), der eine Ursache der Emission von weißem Rauch im Bereich niedriger Drehzahlen ist, erhöht wird, wird das Verdichtungsverhältnis höher eingestellt, um diese Nachteile zu verhindern. Zum Beispiel kann das Verdichtungsverhältnis eines kleinen Dieselmotors für ein Kraftfahrzeug bei etwa 20 liegen.

Jedoch führt ein hohes Verdichtungsverhältnis für einen Motor zu Schwierigkeiten bei der Verringerung von Größe und Gewicht des Motors und erhöht darüber hinaus die Temperatur der Verbrennung, die das Problem erzeugt, daß die Menge von NOx in den Auspuffgasen erhöht wird.

In diesem Zusammenhang ist es zur Verringerung der Menge von NOx in den Auspuffgasen ein Hilfsmittel, eine EGR- (Auspuffgas-Zirkulations-) Vorrichtung zu verwenden, die einen Teil der Auspuffgase zurück zum Ansaugsystem zirkuliert. Wenn jedoch die EGR-Menge erhöht wird, wird auch die Menge von Rauch (hauptsächlich schwarzem Rauch) in den Auspuffgasen erhöht.

Um diesen Rauch zu verringern, ist in der vom japanischen Patentamt 1985 veröffentlichten Patentanmeldung Tokkai Sho 60-162018 das Konzept der Reduzierung des Rauchs durch einen Wirbelerzeugungsmechanismus offengelegt, der einen Wirbel in der Ansaugluft der Kraftstoffverbrennungskammer erzeugt, damit die Mischung der Luft und des Kraftstoffs während der diffusen Verbrennung verbessert wird. In diesem Motor besteht die Wirbelerzeugungs Vorrichtung aus einer Luftdurchflußsteuerungsplatte, die in einer spiralförmig geformten Ansaugöffnung angeordnet ist.

Wenn jedoch die EGR-Menge erheblich erhöht wird, zum Beispiel durch strenger werdende Regelungen, die sich auf den NOx-Gehalt in den Auspuffgasen beziehen, wird es schwierig, den Rauch in ausreichendem Maße zu verringern, wenn die Mischung mit Luft und Kraftstoff nur durch Verwirbelung gefördert wird, da das Verhältnis der Verwendung der Ansaugluft in Verbindung mit einer Erhöhung ihrer Temperatur und einem hohen Verdichtungsverhältnis verschlechtert wird.

Es ist daher eine Aufgabe dieser Erfindung, eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses in einem Dieselmotor zu erreichen, während eine zufriedenstellende Auspuffgaszusammensetzung beibehalten wird.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Leistungsabgabe eines Dieselmotors im Bereich hoher Drehzahlen zu erhöhen.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Verringerung des Gewichts eines Dieselmotors zu erreichen.

Diese und weitere Aufgaben werden erfindungsgegemäß durch den in den beigefügten Patentansprüchen definierten Dieselmotor erreicht.

Insbesondere stellt die vorliegende Erfindung zum Lösen der obigen Aufgaben einen Dieselmotor zur Verfügung, welcher umfaßt: einen Zylinder, einen Kolben,

der sich in dem Zylinder zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt hin- und herbewegt, ein Ansaugventil zum Zuführen von Luft zu dem Zylinder, einen Mechanismus zum Ändern des Verschlußzeitpunkts des Ansaugventils, einen Mechanismus zum Feststellen der Motordrehzahl und einen Mechanismus zum Steuern des Verschlußzeitpunkt-Änderungsmechanismus auf solche Weise, daß der Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils umso weiter von dem unteren Totpunkt verzögert wird, je höher die Motordrehzahl ist.

Es ist vorzuziehen, daß der Steuerungsmechanismus den Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils während des Motorstarts und im Bereich niedriger Motordrehzahlen in der Nähe des unteren Totpunkts hält.

Es ist außerdem vorzuziehen, daß der Steuerungsmechanismus den Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils bei einer Motordrehzahl von mehr als 3000 UpM bei einer Verzögerung von wenigstens 30° nach dem unteren Totpunkt hält.

Es ist weiterhin vorzuziehen, daß das Verdichtungsverhältnis des Kolbens etwa 18 oder geringer ist.

Die vorliegende Erfindung stellt weiterhin einen Dieselmotor zur Verfügung, welcher umfaßt: einen Zylinder, einen Kolben, der sich in dem Zylinder zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt hin- und herbewegt, ein Ansaugventil zum Zuführen von Luft zu dem Zylinder, einen Mechanismus zum Ändern des Verschlußzeitpunkts des Ansaugventils, einen Mechanismus zum Feststellen des Motorbetriebszustands, einen Mechanismus zum Feststellen der Lufttemperatur, einen Mechanismus zum Feststellen der Luftdurchflußmenge, einen Mechanismus zum Berechnen der Temperatur innerhalb des Zylinders bei der Verdichtung am oberen Totpunkt aus dem Motorbetriebszustand, der Lufttemperatur, der Luftdurchflußmenge und dem Verdichtungsverhältnis des Kolbens und einen Mechanismus zum Steuern des Verschlußzeitpunkt-Änderungsmechanismus auf solche Weise, daß der Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils vorgezogen wird, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders niedriger als ein vorgegebener Bereich ist, und daß der Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils verzögert wird, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders höher als der vorgegebene Bereich ist.

Es ist außerdem vorzuziehen, daß der Motor außerdem einen Mechanismus zum Einspritzen von Kraftstoff in den Zylinder zu einem vorgegebenen Zeitpunkt, einen Mechanismus zum Zuführen eines Teils der Auspuffgase zum Zylinder und einen Mechanismus zum Verzögern des vorgegebenen Zeitpunkts entsprechend der Menge des Anteils der Auspuffgase umfaßt.

Die Details ebenso wie weitere Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden in der vorliegenden Beschreibung in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen ausgeführt.

Fig. 1 ist ein schematisches Diagramm eines Dieselmotors nach einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 2 ist ein vertikaler Querschnitt eines Änderungsmechanismus für den Ansaugventil-Verschluß- und Öffnungszeitpunkt nach dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 3 ist ein Diagramm einer erwünschten Ansaugventil-Verschlußzeitpunktscharakteristik entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Die Fig. 4A und 4B sind Diagramme von Ansaug- und

Auspuffventil-Betriebscharakteristiken nach dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 5 ist ein Flußdiagramm, das den Steuerungsvorgang für den Ansaugventil-Verschlußzeitpunkt nach dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 6 ist ein Indikatordiagramm des Dieselmotors nach der vorliegenden Erfindung, wobei ein Teil davon vergrößert ist.

Die Fig. 7A bis 7D sind Diagramme, die die Charakteristiken des maximalen Drucks innerhalb des Zylinders, die Ansaugmenge, die Kohlenwasserstoff-(HC-)Emission und die Emission von Partikeln beim ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigen.

Fig. 8 ist ein Diagramm, das die Ladewirksamkeitscharakteristik nach dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 9 ist ähnlich der Fig. 1, zeigt aber ein zweites Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 10 ist eine EGR-Spezifikationstabelle nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 11 ist ein Querschnitt einer Kraftstoffeinspritzpumpe nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 12 ist ein Diagramm, das die Charakteristiken für den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt lt nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt.

Fig. 13 ist ein Flußdiagramm, das einen Steuerungsvorgang für den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und die Kraftstoffeinspritzdauer nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 14 ist ein Diagramm, das die Charakteristiken der Basis-Kraftstoffeinspritzperiode Avm nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 15 ist ein Diagramm, das die Charakteristik eines Kraftstofftemperaturkorrekturwerts  $\Delta \text{ltm}_1$  nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 16 ist ein Diagramm, das die Charakteristik eines Wassertemperaturkorrektorkoeffizienten  $\Delta \text{ltm}_2$  nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 17 ist eine Draufsicht auf ein Wirbelventil nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

Fig. 18 ist ein Diagramm, das die Beziehung zwischen einer Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  und der Menge der Partikel in den Auspuffgasen nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 19 ist ein Flußdiagramm, das einen Steuerungsvorgang für den Ansaugventil-Verschlußzeitpunkt nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Die Fig. 20A und 20B sind Diagramme, die die Mengen an Rauch und an NOx in den Auspuffgasen in Abhängigkeit von dem EGR-Verhältnis nach dem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigen.

Wie in Fig. 1 der Zeichnungen gezeigt, umfaßt ein Vierzylinder-Dieselmotor 10 für ein Kraftfahrzeug eine Ansaugöffnung 11 und eine Auspufföffnung 12. Dieser Motor 10 umfaßt außerdem eine Kraftstoffeinspritzpumpe 13, die Kraftstoff über ein Kraftstoffeinspritzventil in die Luft einspritzt, die durch die Ansaugöffnung 11 zugeführt wird, und einen Öffnungs- und Verschluß-

zeitpunkt-Änderungsmechanismus 14, der den Öffnungs- und Verschlußzeitpunkt der Motoransaugventile 20 ändern kann, die in Fig. 2 gezeigt sind.

Die Ansaugöffnung 11 und die Auspufföffnung 12 sind miteinander über eine EGR-Leitung 15 verbunden. Ein EGR-Ventil 16 des Diaphragmatyps ist in dieser EGR-Leitung 15 vorgesehen. Das EGR-Ventil 16 umfaßt eine Vakuumkammer 17. Das Vakuum in dieser Vakuumkammer 17 wird durch eine Steuerungseinheit 18 gesteuert.

Wie in Fig. 2 gezeigt umfaßt der Öffnungs- und Verschlußzeitpunkt-Änderungsmechanismus 14 Ventildrücken 21, die die Ansaugventile 20 so spannen, daß sie geschlossen werden, und Kolben 23, die in Verbindung mit den oberen Enden der Ansaugventile 20 sind und hydraulische Kammern 22 bilden. Wenn hydraulischer Druck jeder dieser hydraulischen Kammern 22 zugeführt wird, treibt er den entsprechenden Kolben 23 in der Figur nach unten an, um das entsprechende Ansaugventil 20 gegen den Widerstand seiner Ventildfeder 21 zu öffnen.

Eine hydraulische Pumpe 24 erzeugt hydraulischen Druck für die hydraulischen Kammern 22. Dieser hydraulische Druck wird wahlweise von einem Akkumulator 25 über elektromagnetische Umschaltventile 26 beziehungsweise 27 hydraulischen Leitungen 28 und 29 zugeführt. Dieser hydraulische Druck wird weiterhin wahlweise über Rotationsventile 30 und 31 auf der Einlaßseite, die sich synchron mit der Kurbelwelle der Motors drehen, der Hydraulikkammer 22 jedes der Motorzylinder #1 bis #4 zugeführt, wodurch die Ansaugventile 20 in geeigneter Reihenfolge geöffnet werden.

Der hydraulische Betriebsdruck in jeder der Hydraulikkammern 22 wird wahlweise von den hydraulischen Leitungen 28 und 29 über elektromagnetische Umschaltventile 33 und 34 auf der Auslaßseite in einen Tank 35 gelöst. Dadurch werden die Ansaugventile 20 in geeigneter Reihenfolge durch das Spannen ihrer Federn 21 geschlossen. Die Steuerungseinheit 18 steuert das Umschalten der elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 auf der Auslaßseite, wodurch der Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile 20 gesteuert wird.

An der Steuerungseinheit 18 liegen die Ausgangssignale eines Motordrehzahlmessers 36, der die Drehzahl des Motors und seiner Kurbelwelle feststellt, und eines Gasedal-Öffnungswinkelsensors 37 an, der den Öffnungswinkel eines Gasedals feststellt, das in den Zeichnungen nicht gezeigt ist, welcher Winkel der Motorlast entspricht.

Die Steuerungseinheit 18 schaltet die elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 der Auslaßseite solcherart, daß der Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile 20 (IVC) entsprechend Bereichen geändert wird, die in Abhängigkeit von der Motorbetriebsdrehzahl und der Last (dem Drehmoment) bestimmt werden, wie in Fig. 3 gezeigt. Wenn sich mit anderen Worten der Motor in einem Start- und einem Leerlaufdrehzahlbereich befindet, steuert die Steuerungseinheit 18 die elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 auf der Auslaßseite solcherart, daß der IVC mit dem unteren Totpunkt des Kolbens zusammenfällt (BDC). In einem Bereich mit niedrigen Motordrehzahlen werden diese Ventile so umgeschaltet, daß der IVC gleich 20° nach dem unteren Totpunkt (ABDC) ist. In einem Bereich mit mittlerer Motordrehzahl wird IVC gleich 30° ABDC eingestellt. In einem Bereich mit hoher Motordrehzahl wird IVC gleich 40° ABDC eingestellt.

Fig. 4A zeigt eine wünschenswerte Betriebscharakte-

ristik für die Ansaugventile 20, wenn der Motor gestartet wird und sich im Leerlaufdrehzahlbereich befindet, und Fig. 4B zeigt eine wünschenswerte Betriebscharakteristik für die Ansaugventile 20 im hohen Drehzahlbereich. Die Steuerungseinheit 18 schaltet die elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 der Auslaßseite derart um, daß diese Arten von Charakteristiken erhalten werden. Darüber hinaus werden, wie in diesen Figuren gezeigt, die elektromagnetischen Umschaltventile 26 und 27 der Einlaßseite so gesteuert, daß die Ansaugventile 20 zum gleichen Zeitpunkt geöffnet werden, und zwar unabhängig von der Motordrehzahl.

Im folgenden wird ein Verfahren zum Steuern der Verschußzeitpunkte der Ansaugventile 20 unter Verwendung des Flußdiagramms der Fig. 5 beschrieben.

In Schritt S1 werden die Motordrehzahl Ne und der Gaspedalöffnungswinkel Acc eingelesen.

In Schritt S2 wird ausgehend von der in Fig. 3 gezeigten Tabelle entschieden, ob sich auf der Basis der Motordrehzahl Ne und des Gaspedalöffnungswinkels Acc der Bereich für den Verschußzeitpunkt IVC der Ansaugventile 20 geändert hat oder nicht. Es wird also entschieden, ob eine Änderung des Verschußzeitpunkts der Ansaugventile 20 notwendig ist oder nicht.

In den Schritten S3 und S4 werden die Öffnungszeitpunkte für die elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 der Auslaßseite aus der Tabelle ausgelesen und in permanenten Adressen gespeichert. Die Verschußzeitpunkte der Ansaugventile 20 können durch Öffnen der elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 entsprechend dieser Öffnungszeitpunkte gesteuert werden.

Da bei niedrigen Motordrehzahlen der Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20 so gesteuert wird, daß er sich in der Nähe des unteren Totpunkts befindet, wird während des Startens und bei niedrigen Motordrehzahlen ein hohe Verdichtung erreicht, auch ohne daß ein hohes Verdichtungsverhältnis verwendet wird.

Fig. 6 zeigt ein Indikatordiagramm für den Motor für verschiedene Verschußzeitpunkte für die Ansaugventile 20 in dem niedrigen Drehzahlbereich von 1300 UPM. Wie in dieser Figur durch die gestrichelte Linie gezeigt, nimmt in dem Falle eines Verschußzeitpunkts von 38° ABDC der Druck temporär in der Nähe des unteren Totpunkts zu, aber der Druck steigt nicht sofort an, auch wenn sich der Kolben nach oben bewegt, da der Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20 verzögert ist und in der Praxis der Beginn der Verdichtung verzögert wird. Auf der anderen Seite beginnt, wie durch die durchgezogene Linie in der Figur für den Fall eines Verschußzeitpunkts von 22° ABDC gezeigt, der Druck zu steigen, wenn sich der Kolben nach oben bewegt, und als Ergebnis wird ein hoher Maximaldruck erreicht. Eine gute Startbarkeit kann auf diese Weise erhalten werden, wenn der Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20 um so mehr der Position des unteren Totpunkts angenähert wird, je niedriger die Motordrehzahl ist, und die Mengen von in dem niedrigen Motordrehzahlbereich emittiertem HC und SOF werden dadurch verringert.

Die Fig. 7A bis 7D zeigen den Einfluß verschiedener Verschußzeitpunkte für die Ansaugventile 20 auf verschiedene Aspekte der Motorleistung. Verglichen mit einem IVC von 38° ABDC wird bei einem IVC von 22° ABDC der maximale innere Zylinderdruck (Pmax) erhöht, und auch die Ansaugmenge wird erheblich erhöht. Zusammen damit werden die Emissionen von HC und Partikeln erheblich verringert. Dies ist eine Folge der Anhebung der Gastemperatur bei der Verdichtung am

oberen Totpunkt, die durch die scheinbare Zunahme des Verdichtungsverhältnisses erzeugt wird, die durch die Vorverlegung des Zeitpunktes des Verdichtungsbeginns bewirkt wird. Dieses Ergebnis entspricht dem Fall, in dem das Verdichtungsverhältnis um etwa 2 in einem Zustand erhöht wurde, in dem der Ventilverschußzeitpunkt so eingestellt ist, daß er für den hohen Drehzahlbereich geeignet ist.

Auf der anderen Seite wird eine ausreichende Ansaugladeeffizienz immer erreicht, da eine solche Steuerung durchgeführt wird, daß bei höherer Motordrehzahl der Verzögerungswinkel des Verschußzeitpunkts der Ansaugventile 20 nach dem Totpunkt vergrößert wird.

Fig. 8 zeigt die Änderung der Luftladeeffizienz bezogen auf die Motordrehzahl Ne und den Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20. Wenn die Motordrehzahl von dem niedrigen Bereich zum hohen Bereich zunimmt, wird der Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20 verzögert, und durch eine Verzögerung auf mehr als IVC=30° im hohen Drehzahlbereich wird die Ladeeffizienz auf einem maximalen Wert gehalten.

Dadurch ist es möglich, eine hohe Leistungsabgabe im hohen Drehzahlbereich zu halten, während das Verdichtungsverhältnis niedrig gehalten wird (18 oder niedriger), und es ist möglich den Anstieg des maximalen internen Zylinderdrucks während hoher Drehzahl- und hoher Lastbedingungen zu unterdrücken.

Folglich führt die vorliegende Erfindung nicht zu einer Verschlechterung der Startbarkeit oder der Auspuffgasqualität im Bereich niedriger Drehzahlen und führt auch nicht zu einer Erhöhung des maximalen internen Zylinderdrucks, welcher die Erzeugung von Rauch erhöhen würde, wohingegen sie eine Erleichterung verschiedener Teile des Motors und auch eine Verbesserung seiner Leistung ermöglicht.

Hinsichtlich des Zeitpunkt-Änderungsmechanismus 14 für die Ansaugventile 20 ist es möglich die Kosten für die Implementierung der vorliegenden Erfindung zu verringern, wenn man einen Änderungsmechanismus für Benzinmotoren verwendet, welcher billig und einfach ist.

Die Fig. 9 bis 20 zeigen ein zweites Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Dieses Ausführungsbeispiel findet in einem Dieselmotor mit einem hohen EGR-Verhältnis Anwendung, um die Emissionswerte von Nox, Rauch und SOF gleichzeitig zu verringern.

Zusätzlich zu dem in Fig. 1 gezeigten Aufbau, umfaßt der in Fig. 9 gezeigte Motor 10 außerdem einen Luftdurchflußmesser 40, der die Durchflußmenge Qa von Luft durch die Ansaugöffnung 11 mißt, einen Ansauglufttemperatursensor 42, der die Temperatur der Luft in dem Ansaugkammer 41 feststellt, einen Sauerstoffkonzentrationssensor 43, der die Sauerstoffkonzentration in den Auspuffgasen in der Auspufföffnung 12 feststellt, einen Wassertemperatursensor 44, der die Temperatur Tw des Kühlwassers des Motors 10 feststellt, und einen Kraftstofftemperatursensor 45, der die Temperatur Tf des Kraftstoffs feststellt, der dem Motor 10 zugeführt wird. Die Ausgangssignale dieser Sensoren werden in die Steuerungseinheit 18 eingegeben.

Die Steuerungseinheit 18 umfaßt eine EGR-Tabelle, wie sie in Fig. 10 gezeigt ist. In dieser Tabelle ist das EGR-Verhältnis bei einem Maximum von 80% für den Bereich mit niedriger Drehzahl und niedriger Last, und wenn die Drehzahl und die Last etwas höher sind als in diesem Bereich, beträgt das EGR-Verhältnis 60%. Je größer die Drehzahl und die Last sind, desto geringer ist das EGR-Verhältnis.

Da die Temperatur der Auspuffgase bei hohen Lastbedingungen erhöht wird, wenn eine große Menge von EGR-Gas zirkuliert wird, wird die Effizienz der Nox-Verringerung reduziert, und die Verzögerungsperiode für die Zündung von eingespritztem Kraftstoff wird aufgrund der Erhöhung der Ansauggastemperatur verkürzt, und es wird daher unmöglich, eine richtige Durchmischung des Kraftstoffs vor der Verbrennung zu erreichen. Aus diesem Grund wird das EGR schrittweise entsprechend der Zunahme der Motorlast verringert.

Die Steuerungseinheit 18 steuert das der Vakuumkammer 17 des EGR-Ventils 16 zugeführte Vakuum, um ein EGR-Verhältnis zu erreichen, das durch diese Tabelle angegeben ist und auf der Motordrehzahl Ne und dem Gaspedalöffnungswinkel Acc basiert.

Der Aufbau der Kraftstoffeinspritzpumpe 13 ist in Fig. 11 gezeigt. Diese Pumpe ist eine Kraftstoffeinspritzpumpe des Verteilungstyps, deren Kraftstoffeinspritzmenge und Kraftstoffeinspritzzeitpunkt elektronisch gesteuert werden können. Dieser Grundaufbau der Kraftstoffeinspritzpumpe des Verteilungstyps ist als solcher zum Beispiel aus der vom Deutschen Patentamt am 20. Januar 1994 veröffentlichten Druckschrift DE-A-43 23 967 bekannt.

Eine in der Figur gezeigte Antriebswelle 66 ist mit der Ausgangswelle des Motor 10 verbunden und treibt eine Förderpumpe 67 des Schiebertyps an. Kraftstoff, der durch eine Kraftstoffeinlaßöffnung, die in der Zeichnung nicht gezeigt ist, in die Förderpumpe 67 des Schiebertyps gesogen wird, wird einer Pumpenkammer 69 in einem Gehäuse 68 zugeführt. Dieser Kraftstoff wird dann über eine Einlaßleitung 70, die sich in der Pumpenkammer 69 öffnet, in eine Tauchkolbenkammer 72 einer Tauchkolbenpumpe 71 geführt.

Eine Plankurve 74, die an einem Basisende eines Tauchkolbens 73 befestigt ist, steht über eine Kopplung 74a solcherart mit einem Ende der Antriebswelle 66 in Eingriffe daß die Plankurve 74 zusammen mit der Welle 66 rotiert, während sie frei in der axialen Richtung gleiten kann.

Ein Rollenhalter 76, der eine Mehrzahl von Rollen 75 hält, ist auf der Außenseite der Verbindungsbereiche der Antriebswelle 66 und der Plankurve 74 solcherart angeordnet, daß er koaxial mit der Antriebswelle 66 ist. Auf der Plankurve 74 ist eine Nockenfläche 74b geformt, die dieselbe Anzahl von erhabenen Bereichen besitzt wie der Motor Zylinder hat, und diese Nockenfläche 74b wird durch eine Feder 77 in Kontakt mit den Rollen 75 gehalten.

Mit diesem Aufbau werden, wenn die Antriebswelle 66 rotiert, die Plankurve 74 und der Tauchkolben 73 in der axialen Richtung vor- und zurückbewegt, während sie zusammen mit der Antriebswelle 66 rotieren, während die Nockenfläche 74b auf den Rollen 75 reitet.

Am Ende des Tauchkolbens 73 ist eine Mehrzahl von Ansaugvertiefungen 78 mit derselben Anzahl wie die Anzahl von Zylindern im Motor 10 geformt. Wenn sich der Tauchkolben 73 axial vor- und zurückbewegt, während er zusammen mit der Antriebswelle 66 rotiert, geht Kraftstoff, der von den Ansaugvertiefungen 78 in die Tauchkolbenkammer 72 gesogen wird, durch die Tauchkolbenkammer 72 und wird unter Druck über in der Figur nicht gezeigte Verteilungsventile von Verteilungsöffnungen zu Kraftstoffeinspritzventilen für jeden der Motorzylinder ausgestoßen.

Die Tauchkolbenkammer 72 und die Niederdruckpumpenkammer 69 stehen über eine Kraftstoffrückflußleitung 79 miteinander in Verbindung. Ein elektroma-

netisches Ventil 80 des Typs mit einem sehr schnellen Response ist in dieser Kraftstoffrückführung 79 angeordnet und wird von einem Impulssignal, das von der Steuerungseinheit 18 gesendet wird, geöffnet und geschlossen.

Dieses elektromagnetische Ventil 80 ist zum Steuern der Kraftstoffeinspritzung vorgesehen. Das bedeutet, daß die Einspritzung des Kraftstoffs beginnt, wenn das elektromagnetische Ventil 80 während des Verdichtungsakts des Tauchkolbens 73 geschlossen ist, und die Kraftstoffeinspritzung beendet wird, wenn das elektromagnetische Ventil 80 geöffnet ist. Folglich wird der Zeitpunkt des Beginns der Kraftstoffeinspritzung entsprechend dem Zeitpunkt gesteuert, zu dem das elektromagnetische Ventil 80 geschlossen wird, während die Menge der Kraftstoffeinspritzung entsprechend dem Zeitpunkt gesteuert wird, zu dem das Ventil 80 geöffnet wird.

Je größer das EGR-Verhältnis ist, desto mehr sollte der Zeitpunkt des Beginns der Kraftstoffeinspritzung verzögert werden. Dadurch wird die Verzögerungszeit zwischen der Kraftstoffeinspritzung und der Zündung verlängert.

Fig. 12 ist eine Kraftstoffeinspritz-Zeitablaftabelle. In Fig. 10 ist das EGR-Verhältnis umso größer, je niedriger die Motordrehzahl und die Last sind. Folglich wird in Fig. 12 der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt verzögert, wenn das EGR-Verhältnis zunimmt, und die größte Verzögerung für den Zeitpunkt wird auf den oberen Totpunkt (TDC) des Kolbens eingestellt. Durch diese Einstellung wird die Temperatur in der Verbrennungskammer zum Zeitpunkt der Zündung erniedrigt, der Anteil der zuvor gemischten Kraftstoffverbrennung wird erhöht, und die Erzeugung von Rauch beim hohen EGR-Zustand wird unterdrückt.

Der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt wird vorverlegt, wenn die Motordrehzahl und die Last groß werden. Selbst wenn die Zeitperiode für die Zündungsverzögerung fest ist, erscheint, wenn diese Zeitperiode für die Zündungsverzögerung in Einheiten des Kurbelwellenwinkels als Zündungsverzögerungs-Kurbelwellenwinkel ausgedrückt wird, sie entsprechend der Zunahme der Motordrehzahl größer. Folglich wird es notwendig, den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt vorzuverlegen, um einen festgelegten Einspritzzeitpunkt bei dem niedrigen EGR-Verhältnis zu erhalten, welches verwendet wird, wenn die Motordrehzahl und die Last groß sind.

Die Steuerungseinheit 18 steuert den Öffnungs- und Verschußzeitpunkt des elektromagnetischen Ventils 80 über ein geeignetes Impulssignal, um die in Fig. 12 gezeigte Kraftstoffeinspritz-Zeitablaufcharakteristik zu erreichen.

Das Steuerungsverfahren ist in dem Flußdiagramm der Fig. 13 gezeigt.

Hier werden in dem ersten Schritt S11 die Motordrehzahl Ne, der Gaspedalöffnungswinkel Acc, die Motorkühlwassertemperatur Tw und die Kraftstofftemperatur Tf eingelesen.

In Schritt S12 werden ein Basis-Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und eine Basis-Kraftstoffeinspritzperiode Avm durch Nachschlagen in Tabellen, die in der Steuerungseinheit 18 gespeichert sind, auf der Basis der Motordrehzahl Ne und des Gaspedalöffnungswinkels Acc bestimmt.

Die Tabelle für den Basis-Kraftstoffeinspritzzeitpunkt Itm ist eine Tabelle, die nicht in den Figuren gezeigt ist, die den Basis-Kraftstoffeinspritzzeitpunkt Itm als eine Funktion des Gaspedalöffnungswinkels Acc und

der Motordrehzahl  $N_e$  bestimmt, um die in Fig. 12 gezeigte Kraftstoffeinspritz-Zeitablaufcharakteristik zu erhalten. Die Tabelle für die Basis-Kraftstoffeinspritzperiode  $A_{vm}$  ist in Fig. 14 gezeigt. In dieser Tabelle ist für dieselbe Motordrehzahl  $N_e$  die Basis-Kraftstoffeinspritzperiode  $A_{vm}$  umso länger eingestellt, je größer der Gaspedalöffnungswinkel ist.

In Schritt S13 wird ein Kraftstoffeinspritz-Korrekturwert  $\Delta t_m$  aus der Kraftstofftemperatur  $T_f$  und der Motorkühlwassertemperatur  $T_w$  erhalten, und in Schritt S14 wird dieser Wert zu dem Basis-Kraftstoffeinspritzzeitpunkt  $l_{tm}$  addiert, um somit einen korrigierten Kraftstoffeinspritzzeitpunkt  $l_t$  zu erhalten.

Der Kraftstoffeinspritz-Korrekturwert  $\Delta t_m$  ist die Summe zweier Korrekturwerte  $\Delta t_{m1}$  und  $\Delta t_{m2}$ . Fig. 15 zeigt die Charakteristik von  $\Delta t_{m1}$ , während Fig. 16 die Charakteristik von  $\Delta t_{m2}$  zeigt. In diesen beiden Charakteristiken ist die Zeitkorrektur um so höher je niedriger die Temperatur ist. Das kommt daher, daß die Geschwindigkeit der Kraftstoffzündung niedriger wird, wenn die Temperatur niedriger wird.

In Schritt S15 wird der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt  $l_t$  ( $= l_{tm} + \Delta t_m$ ), der auf diese Weise erhalten wird, und die Basis-Kraftstoffeinspritzperiode  $A_{vm}$  an vorgegebenen Adressen gespeichert. Wenn dies erfolgt ist, wird das elektromagnetische Ventil 80 zu einem Zeitpunkt geschlossen, der durch den solcherart gespeicherten Kraftstoffeinspritzzeitpunkt  $l_t$  gegeben ist, und danach wird das elektromagnetische Ventil 80 zu einem Öffnungszeitpunkt geöffnet, zu dem eine Zeitperiode gleich der solcherart gespeicherten Basis-Kraftstoffeinspritzperiode  $A_{vm}$  von dem Verschlußzeitpunkt an verstrichen ist.

In Verzweigungsrohren 81 von dem Ansaugkrümmer 41 des Motors 10 zu jeder der Ansaugöffnungen sind Verwirbelungsventile 83 angeordnet, in denen aufgeschnittene Bereiche 82 geformt sind, wie in Fig. 17 gezeigt.

Jedes der Verwirbelungsventile 83 ist auf einem Schaft 84 befestigt, der über ein Stellglied, das in den Figuren nicht gezeigt ist, von der Steuerungseinheit 18 bewegt wird, die eine Steuerung zum Schließen der Verwirbelungsventile 83 im Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last durchführt.

Wenn die Verwirbelungsventile 83 geschlossen sind, kann Gas nur durch die aufgeschnittenen Bereiche 82 zu den Verbrennungskammern gelangen, und dadurch wird die Geschwindigkeit des Gasstroms in die Verbrennungskammern erhöht, was eine Verwirbelung in den Verbrennungskammern erzeugt.

Im Falle eines Motors mit zwei Ansaugventilen pro Zylinder wäre es auch möglich, eine dieser beiden Ansaugventile im Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last zu schließen, um eine Verwirbelung zu erzeugen.

Die Steuerungseinheit 18 steuert den Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile 20 wie hiernach beschrieben wird.

Sie führt eine Steuerung auf der Basis der Motordrehzahl  $N_e$ , des Gaspedalöffnungswinkels  $Acc$ , der Ansaugluftdurchflußmenge  $Q_a$ , der Ansauggasttemperatur  $T_a$ , der Kraftstoffeinspritzmenge  $Q_f$ ; der Sauerstoffkonzentration in den Auspuffgasen und des Verdichtungsverhältnisses derart durch, daß die Endtemperatur  $T_c$  beim Verdichtungsstakt, also die Gastemperatur in dem Zylinder bei Verdichtung am oberen Totpunkt, auf eine vorgegebene Temperatur ( $850^\circ K \pm 25^\circ K$ ) gebracht wird.

Diese Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  wird, wie

hiernach beschrieben, mittels eines an sich bekannten Berechnungsverfahrens berechnet.

(1) Der Wert  $Q_{a0}$ , der die Ansaugluft-Durchflußmenge wäre, wenn das EGR-Verhältnis 0% wäre, wird aus einer Tabelle ausgelesen. Diese Tabelle ist von vornherein in der Steuerungseinheit 18 gespeichert und speichert Werte von  $Q_{a0}$  entsprechend der Motordrehzahl  $N_e$  und des Gaspedalöffnungswinkels  $Acc$ .

(2) das EGR-Verhältnis wird aus der nachfolgenden Gleichung berechnet:

$$EGR\text{-}Verhältnis = \left( \frac{Q_{a0} - Q_a}{Q_{a0}} \right) \times 100\%$$

wobei  $Q_a$  die tatsächlich gemessene Ansaugluft-Durchflußmenge ist.

(3) Das spezifische Wärmeverhältnis  $\kappa$  wird aus einer Tabelle ausgelesen, die es entsprechend der Motordrehzahl  $N_e$  und der Zusammensetzung des Ansauggases bestimmt, welche aus dem EGR-Verhältnis und der Konzentration von Sauerstoff in den Auspuffgasen abgeleitet wird.

(4) Das scheinbare Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  wird aus dem Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile 20 bestimmt. Dieses scheinbare Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  bedeutet das Verhältnis des Volumens des Zylinders zum Zeitpunkt des Verschließens der Ansaugventile zum Volumen des Zylinders bei oberem Verdichtungstotpunkt.

(5) Die Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  wird aus der folgenden Gleichung bestimmt:

$$T_c = \text{Temperatur im Ansaugkrümmer} \times \epsilon^{(\kappa-1)}$$

Wie in Fig. 18 gezeigt, ist es durch Halten der Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  in einem Bereich von  $\pm 25^\circ K$  um eine Standardtemperatur von  $850^\circ K$  möglich, die Erzeugung von trockenem Ruß und von SOF, die Bestandteile von Teilchenrauch sind, auf erwünschte, niedrige Werte zu unterdrücken.

Fig. 19 ist ein Flußdiagramm, das die Steuerung für den Verschlußzeitpunkt der Ansaugventile 20 zeigt.

In Schritt S21 werden die Motordrehzahl  $N_e$ , der Gaspedalöffnungswinkel  $Acc$ , die Ansaugluft-Durchflußmenge  $Q_a$ , die Ansauggasttemperatur  $T_a$  und die Kraftstoffeinspritzmenge  $Q_f$  eingelesen.

In Schritt S22 wird der Wert  $Q_{a0}$ , der die Ansaugluft-Durchflußmenge für ein EGR-Verhältnis von 0% wäre, aus einer Tabelle ausgelesen.

In Schritt S23 wird das EGR-Verhältnis aus  $Q_a$  und diesem Wert  $Q_{a0}$  berechnet.

In Schritt S24 werden das Verhältnis der spezifischen Wärmen  $\kappa$  und das scheinbare Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  aus Tabellen ausgelesen, die für diesen Zweck vorgesehen sind, und die Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  wird berechnet.

In Schritt S25 wird entschieden, ob der berechnete Wert für die Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  in dem Bereich von  $850^\circ K \pm 25^\circ K$  liegt, der in Fig. 18 gezeigt ist. Darüber hinaus wird, wenn die Verdichtungsstakt-Endtemperatur  $T_c$  höher als dieser Bereich ist, der Verschlußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 verzögert, so

daß die Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  durch eine Erniedrigung des scheinbaren Verdichtungsverhältnisses verringert wird. Wenn auf der anderen Seite die Verdichtungsendtemperatur  $T_c$  niedriger als dieser Bereich ist, wird der Verschußzeitpunkt der Ansaugventile 20 vorverlegt, so daß die Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  durch eine Anhebung des scheinbaren Verdichtungsverhältnisses erhöht wird. Es wird jedoch sichergestellt, daß, selbst wenn der Verschußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 zum Maximum vorverlegt wird, er nicht früher ist als der untere Totpunkt ist. Der Verschußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 wird entsprechend dem oben beschriebenen Standard bestimmt.

In Schritt S26 wird der Ventilöffnungszeitpunkt für die elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 der Auslaßseite, der diesem erhaltenen Verschußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 entspricht, ausgelesen und dann in Schritt S27 an einer vorgegebenen Adresse gespeichert. Der Verschußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 kann durch das Öffnen der elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 der Auslaßseite auf der Basis dieses gespeicherten Ventilöffnungszeitpunkts gesteuert werden.

Für den Fall einer Verringerung der Nox-Emission durch das Durchführen von EGR kann die Emission von Nox deutlich durch das Ausführen eines hohen EGR-Verhältnisses verringert werden, aber der Nachteil davon ist, daß es eine Tendenz zum Erhöhen der Emission von Rauch gibt, und in diesem Fall ist es möglich, wenn die Zündungsverzögerungsperiode durch Verzögern des Kraftstoffeinspritzzeitpunkts entsprechend der oben beschriebenen Steuerung verlängert wird, die Erzeugung von Rauch zu unterdrücken.

Die Fig. 20A und 20B zeigen die Charakteristiken der Konzentrationen von Rauch und Nox in den Auspuffgasen in Abhängigkeit vom EGR-Verhältnis mit einer Einstellung des Kraftstoffeinspritzzeitpunkts of  $8^\circ$  BTDC und mit einer Verzögerung auf TDC. Mit dem Kraftstoffeinspritzzeitpunkt von  $8^\circ$  BTDC ( $I_t = -8^\circ$  ATDC) nimmt die Konzentration von NOx in den Auspuffgasen zusammen mit einer Zunahme des EGR-Verhältnisses ab, während die Konzentration von Rauch entlang einer steilen Kurve zunimmt.

Im Gegensatz dazu nimmt mit dem Kraftstoffeinspritzzeitpunkt am oberen Totpunkt ( $I_t = \text{TDC}$ ) die Konzentration von Nox in den Auspuffgasen zusammen mit einer Zunahme im EGR-Verhältnis zu, und weiterhin neigt, wie gezeigt, auch die Konzentration von Rauch dazu, abzunehmen. Diese Art von Verringerung in der Konzentration von Rauch rührt daher, daß zusammen mit der Verbesserung einer guten Durchmischung von Kraftstoff und Luft in den Verbrennungskammern die Zündungsverzögerungsperiode durch Verzögern des Kraftstoffeinspritzzeitpunkts verlängert wird, wie aus den in den Figuren gezeigten Wärme-  
erzeugungskurven ersichtlich, so daß der größere Teil der Verbrennung in der Form der Verbrennung des zuvor vermischten Kraftstoffs ist.

Auf der anderen Seite kann es passieren, da dieses Verfahren die Verbrennung bei einer relativ niedrigen Temperatur durchführt, daß die Erzeugung von SOF erhöht wird. Fig. 18 zeigt die Änderung der Mengen an SOF, trockenem Ruß und allen Teilchen in den Auspuffgasen, so daß ersichtlich wird, daß, wenn die Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  größer als der vorgegebene Temperaturbereich wird, die Zündungsverzögerungsperiode kürzer wird, so daß trockener Ruß (Rauch) erzeugt wird, während auf der anderen Seite,

wenn die Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  geringer als der vorgegebene Bereich ist, die Emission von SOF, die aus unverbranntem Kraftstoff besteht, abrupt zunimmt, wenn die Temperatur  $T_c$  fällt.

Somit ist es, wie zu sehen, mit der vorliegenden Erfindung möglich, die Emissionen sowohl von Rauch als auch von SOF auf niedrige Werte zu unterdrücken und bevorzugte Auspuffgaszusammensetzungen sicherzustellen, indem der Verschußzeitpunkt für die Ansaugventile 20 derart geändert wird, daß die Verdichtungstakt-Endtemperatur  $T_c$  innerhalb des vorgegebenen Bereichs gehalten wird.

Folglich soll die vorliegende Erfindung, auch wenn sie an Hand ihrer bevorzugten Ausführungsbeispiele gezeigt und beschrieben wurde, nicht als durch irgendwelche, vielleicht zufällige Details der Ausführungsbeispiele oder Zeichnungen beschränkt betrachtet werden, sondern lediglich durch den Wortlaut der beigefügten Patentansprüche.

#### Patentansprüche

1. Dieselmotor (10), welcher umfaßt einen Zylinder, einen Kolben, der sich in dem Zylinder zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt hin- und herbewegt, ein Ansaugventil (20) zum Zuführen von Luft zu dem Zylinder, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor (10) außerdem umfaßt:

einen Mechanismus (14) zum Ändern des Verschußzeitpunkts des Ansaugventils, eine Vorrichtung (36) zum Feststellen der Motordrehzahl und eine Vorrichtung (18) zum Steuern des Verschußzeitpunkts-Änderungsmechanismus auf solche Weise, daß der Verschußzeitpunkt des Ansaugventils weiter von dem unteren Totpunkt verzögert wird, je höher die Motordrehzahl ist.

2. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerungsvorrichtung (18) den Verschußzeitpunkt des Ansaugventils (20) während des Motorstarts und im Bereich niedriger Motordrehzahlen in der Nähe des unteren Totpunkts hält.

3. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerungsvorrichtung (18) den Verschußzeitpunkt des Ansaugventils (20) bei einer Motordrehzahl von mehr als 3000 UpM bei einer Verzögerung von wenigstens  $30^\circ$  nach dem unteren Totpunkt hält.

4. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Verdichtungsverhältnis des Kolbens etwa 18 oder geringer ist.

5. Dieselmotor (10), welcher umfaßt: einen Zylinder, einen Kolben, der sich in dem Zylinder zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt hin- und herbewegt, ein Ansaugventil (20) zum Zuführen von Luft zu dem Zylinder, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor (10) außerdem umfaßt:

einen Mechanismus (14) zum Ändern des Verschußzeitpunkts des Ansaugventils (20), eine Vorrichtung (36, 37, 43, 44, 45) zum Feststellen des Motorbetriebszustands, eine Vorrichtung (42) zum Feststellen der Lufttemperatur, eine Vorrichtung (40) zum Feststellen der Luftdurchflußmenge,

eine Vorrichtung (18) zum Berechnen der Temperatur innerhalb des Zylinders bei der Verdichtung am oberen Totpunkt aus dem Motorbetriebszustand, der Lufttemperatur, der Luftdurchflußmenge und dem Verdichtungsverhältnis des Kolbens, und eine Vorrichtung (18) zum Steuern des Verschlußzeitpunkt-Änderungsmechanismus auf solche Weise, daß der Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils vorgezogen wird, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders niedriger als ein vorgegebener Bereich ist, und daß der Verschlußzeitpunkt des Ansaugventils verzögert wird, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders höher als der vorgegebene Bereich ist.

6. Dieselmotor nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß er außerdem einen Mechanismus zum Einspritzen von Kraftstoff in den Zylinder zu einem vorgegebenen Zeitpunkt, eine Vorrichtung (15) zum Zuführen eines Teils der Auspuffgase zum Zylinder und eine Vorrichtung (18) zum Verzögern des vorgegebenen Zeitpunkts entsprechend der Menge des Anteils der Auspuffgase umfaßt.

Hierzu 18 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

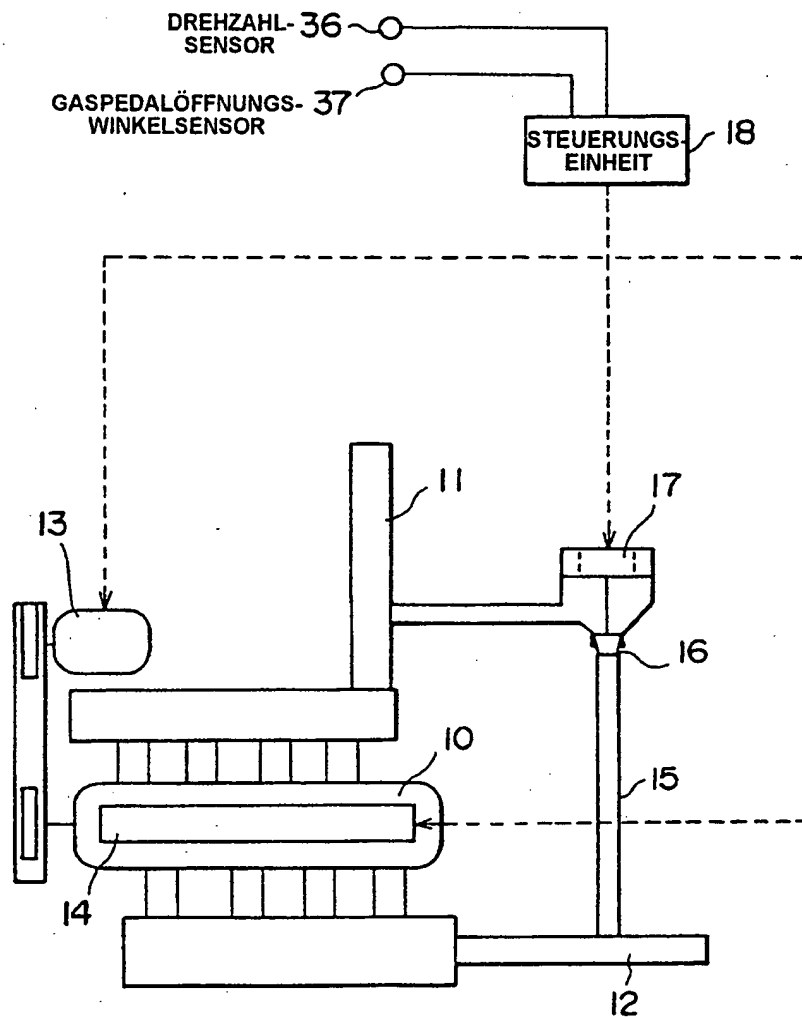


FIG. 1

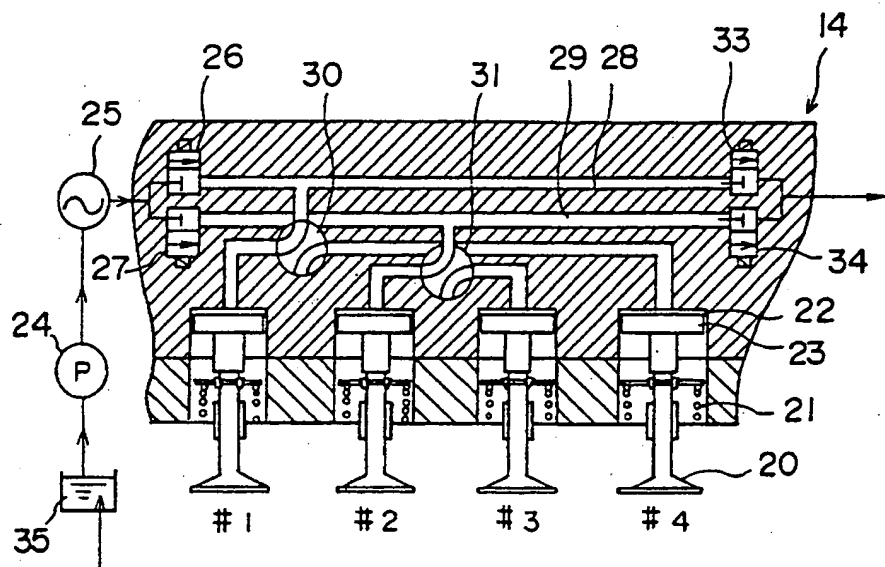


FIG. 2

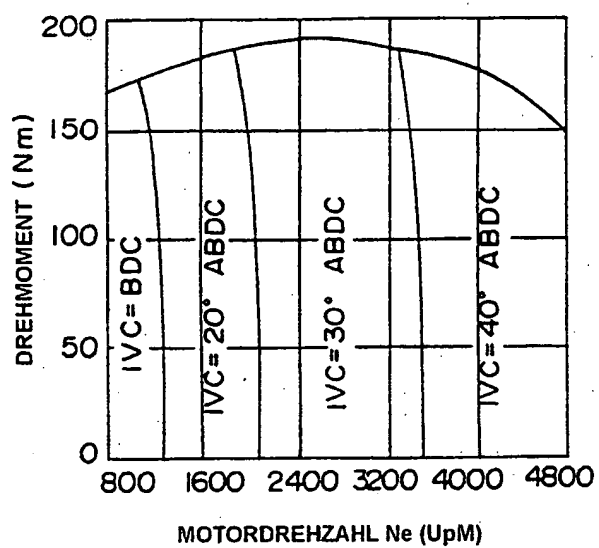


FIG. 3

FIG.4A

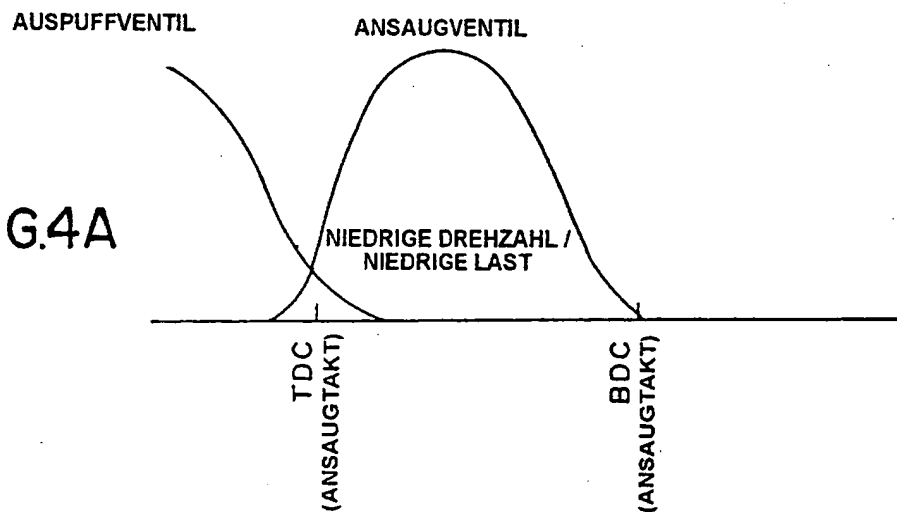
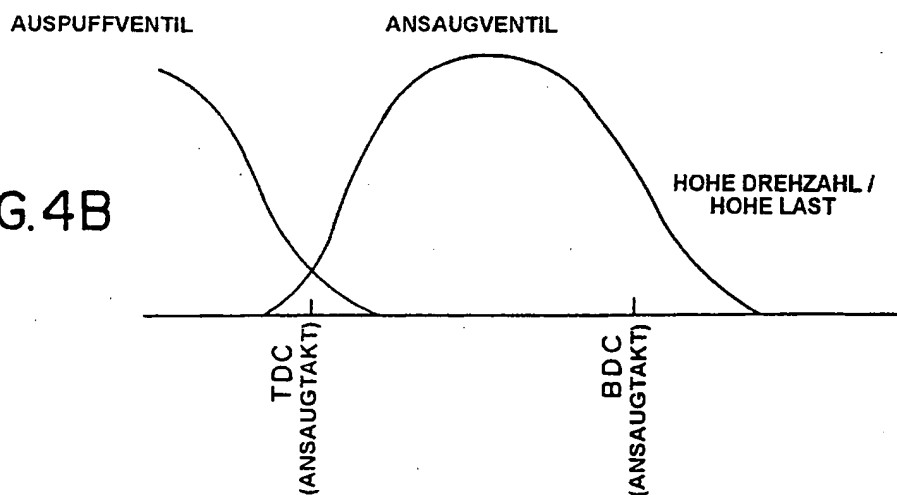


FIG.4B



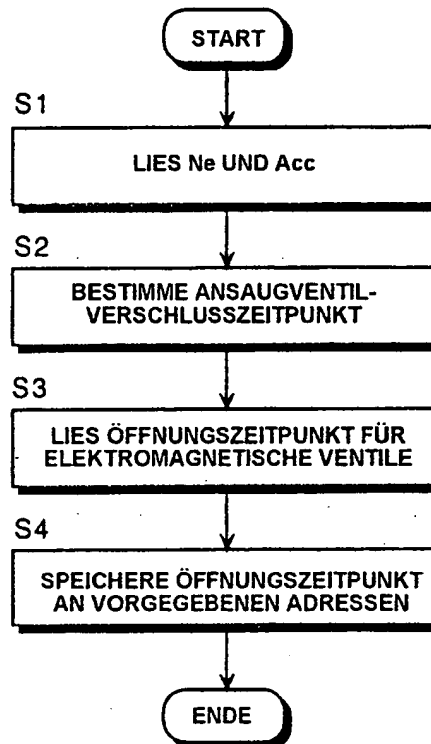


FIG. 5

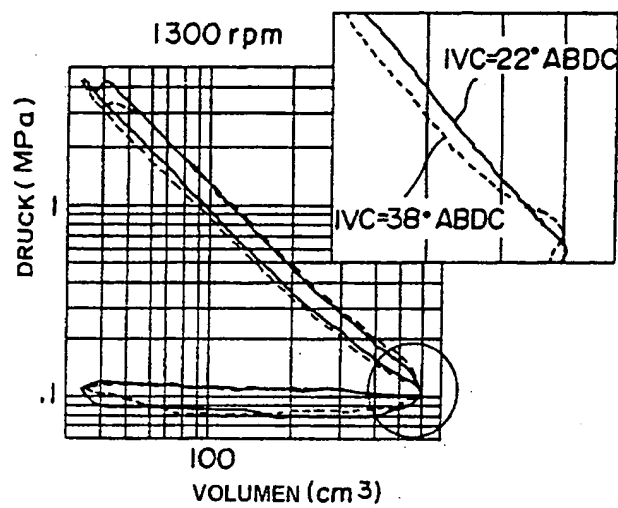


FIG. 6

FIG. 7A

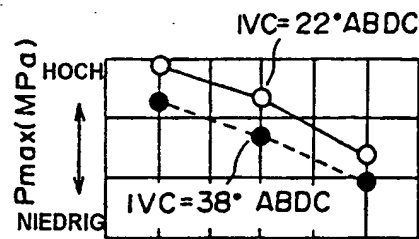


FIG. 7B

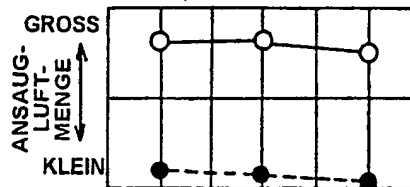


FIG. 7C

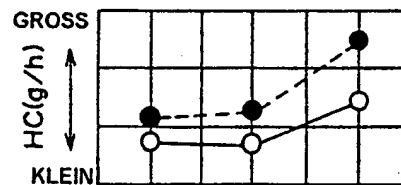
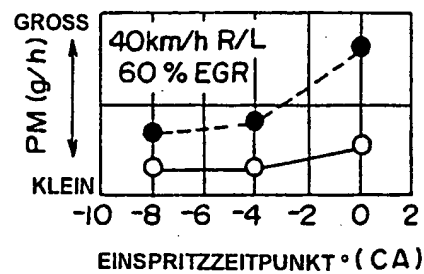


FIG. 7D



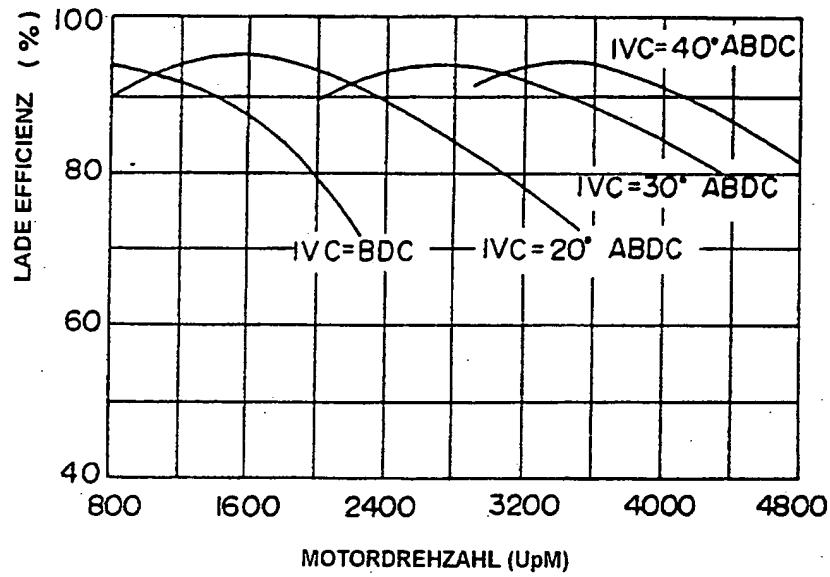


FIG. 8

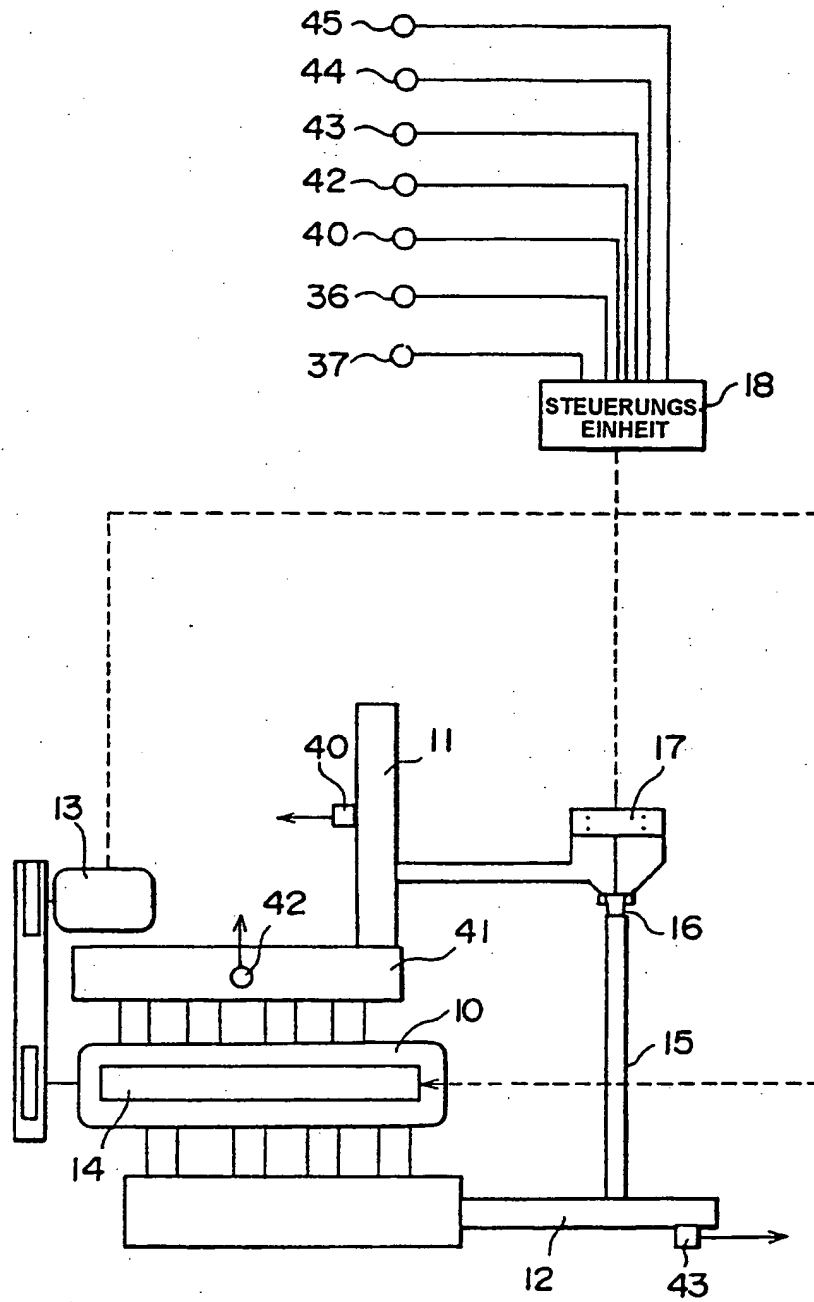


FIG. 9

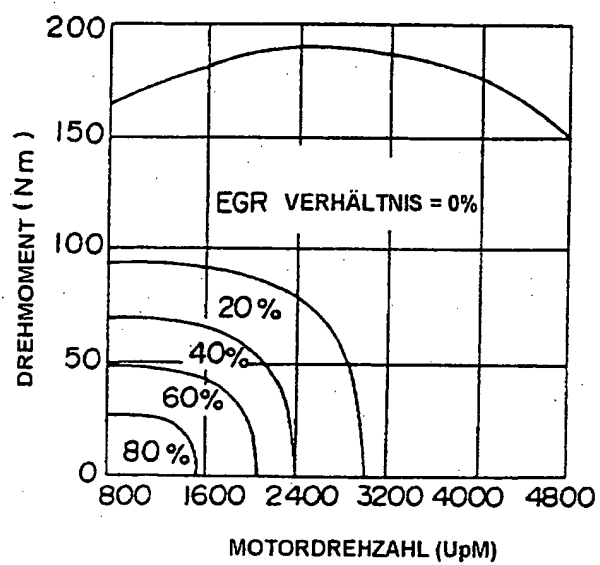


FIG. 10

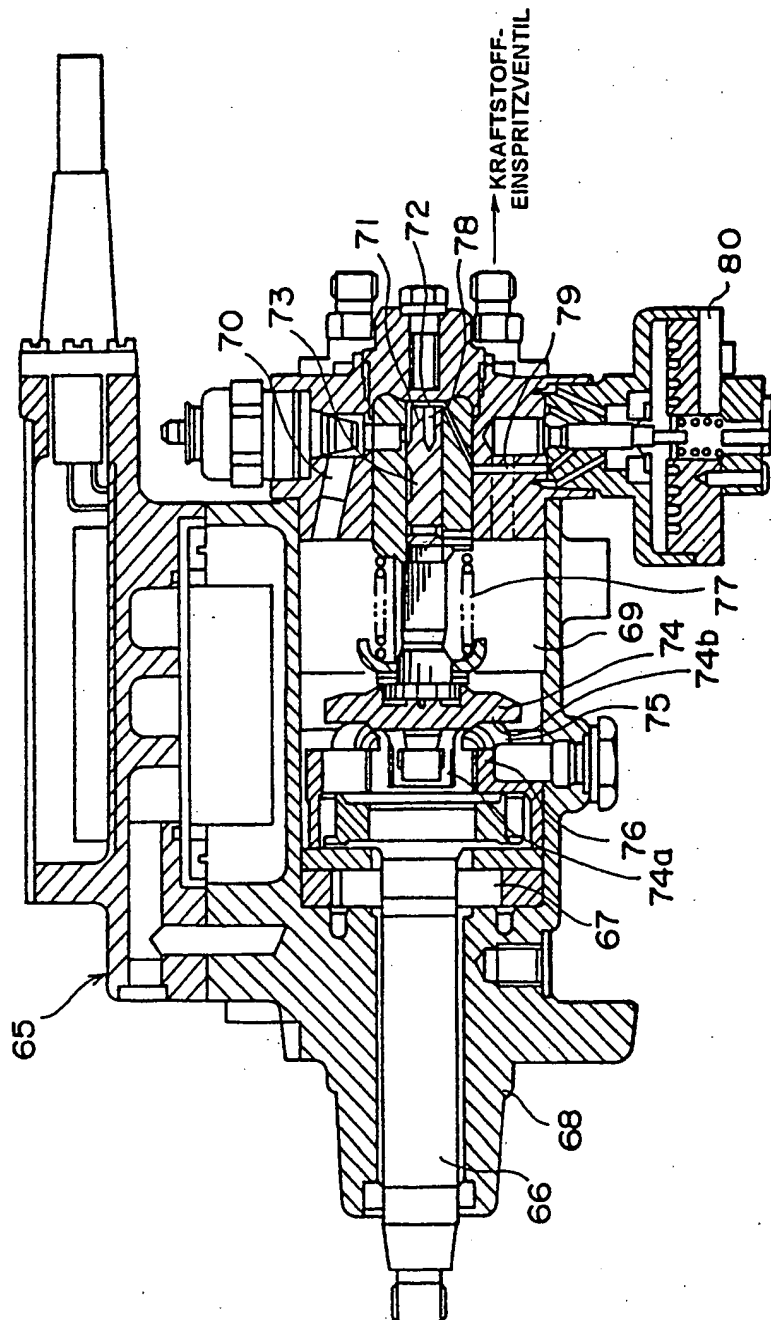


FIG. 11

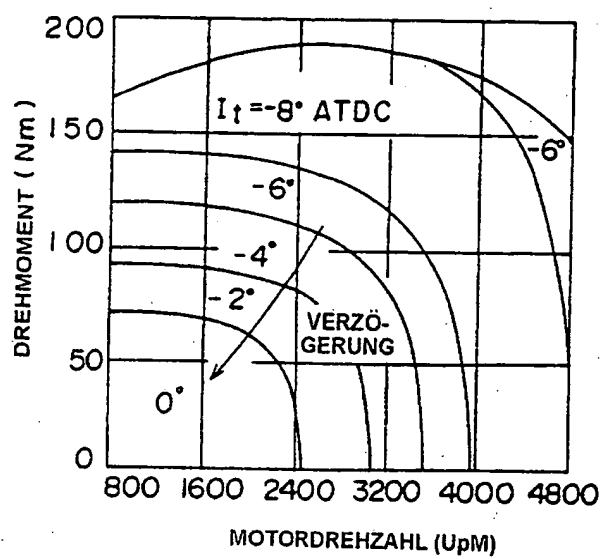


FIG. 12

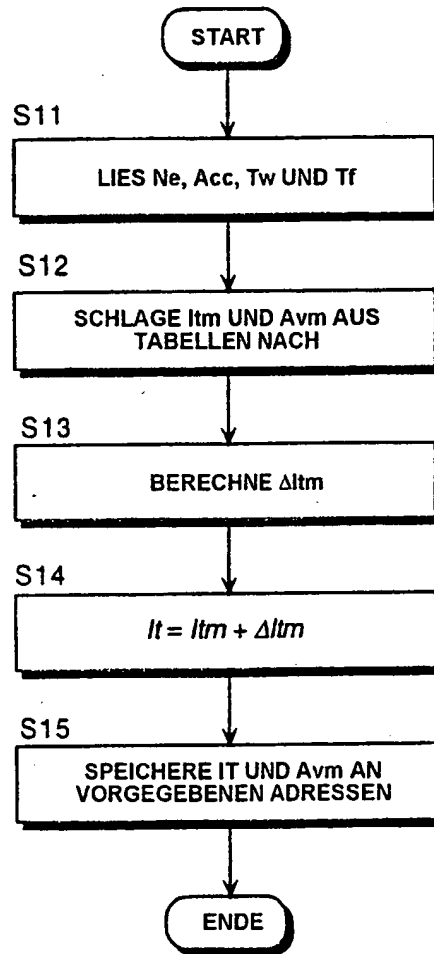


FIG. 13

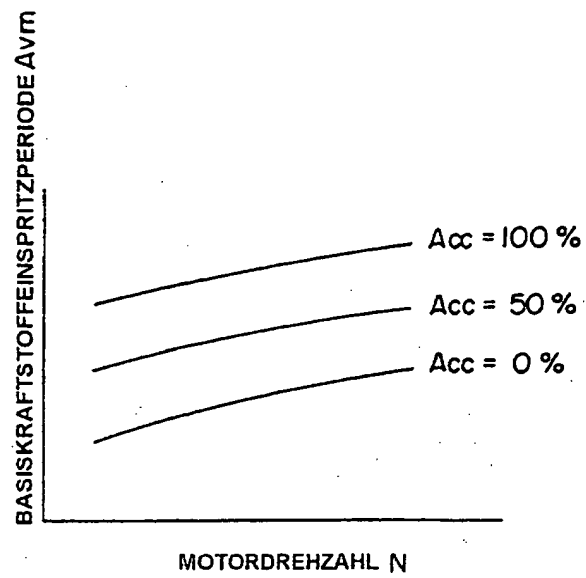


FIG. 14

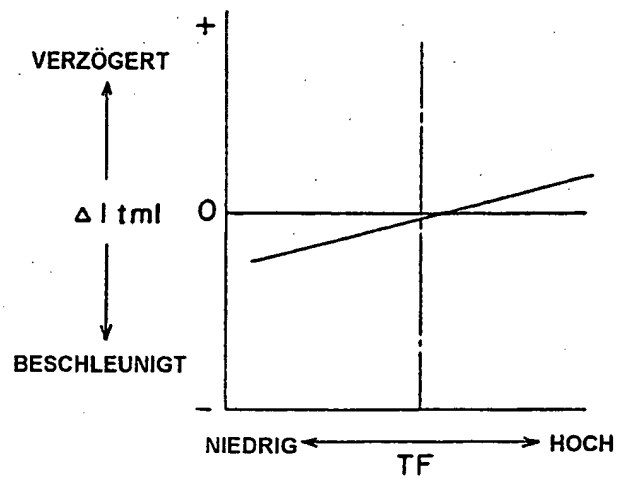


FIG. 15

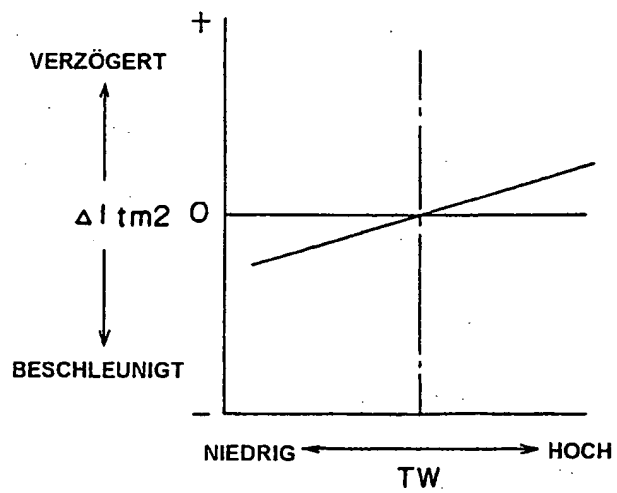


FIG. 16

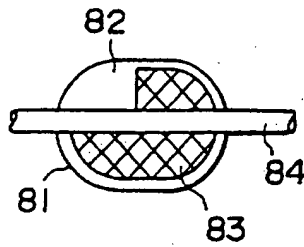


FIG. 17

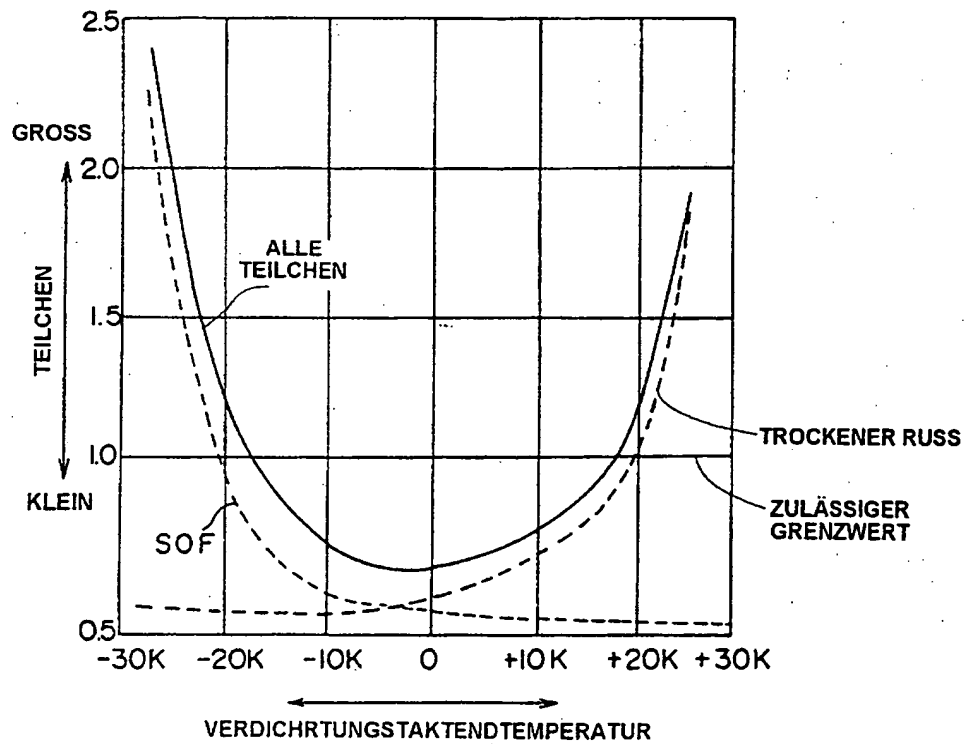


FIG. 18

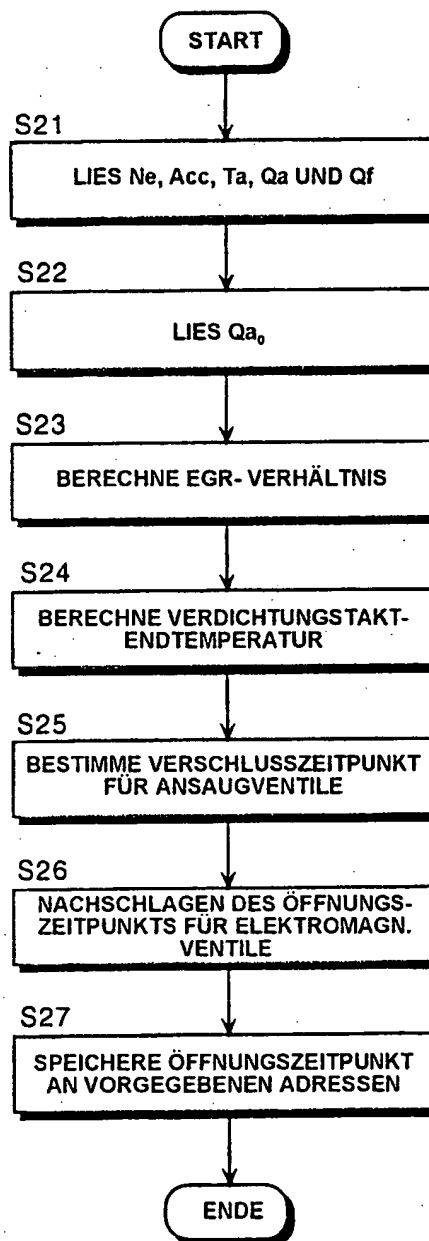


FIG. 19

FIG.20A

FIG.20B

